

공학석사 학위논문

유한요소해석을 이용한 냉장고 캐비닛의 열변형 최소화를 위한 연구

A Study on the Minimization of Thermal Deformation
for Refrigerator Cabinet using FEM

지도교수 조 종 래

2 0 0 7 년 2 월

한국해양대학교 대 학 원

기계공학과

곽 기 열

本 論文을 곽기열의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 왕 지 석 (인)

위 원 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 조 종 래 (인)

2005년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

목 차

제 1 장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
1.3 연구내용	3
제 2 장 탄성 유한요소해석의 이론적 배경	5
제 3 장 캐비넷의 열변형 평가	7
3.1 유한요소 모델링	7
3.1.1 모델링	7
3.1.2 해석 조건	10
3.2 열전달 계수 및 바닥경계조건의 영향 평가	15
3.3 물성치의 영향평가	24
3.4 열변형 최소화를 위한 보강재 효과	30
제 4 장 덕트부의 변형 평가	36
4.1 변형의 원인분석	36
4.2 변형저감을 위한 설계	41
제 5 장 결론	51
참고문헌	52
영문초록	53

List of Tables

Table 1	Materials properties
Table 2	Thermal conditions
Table 3	Convective heat transfer coefficient
Table 4	Equivalent convective heat transfer coefficient
Table 5	Analysis cases
Table 6	Results of thermal distributions
Table 7	Displacements in x-direction for each case
Table 8	Height difference of doors
Table 9	Analysis cases
Table 10	Displacements in x-direction for each case
Table 11	Analysis cases for reinforcement
Table 12	Displacements of side wall
Table 13	Duct shapes for testing
Table 14	Comparison of forming pressure
Table 15	Method for reducing deformation

List of Figures

- Fig. 1** Solid modeling of a cabinet by Unigraphics
- Fig. 2** Geometry for analysis
- Fig. 3** Mesh shape for a cabinet
- Fig. 4** Mesh shape for each part
- Fig. 5** Element shape
- Fig. 6** Results of FE analysis for Case A1
- Fig. 7** Results of FE analysis for Case A2
- Fig. 8** Result of FE analysis for Case A3
- Fig. 9** Height difference of doors
- Fig. 10** Results of FE analysis for Case B1
- Fig. 11** Results of FE analysis for Case B2
- Fig. 12** Results of FE analysis for Case B3
- Fig. 13** Results of FE analysis for Case B4
- Fig. 14** Stiffener location
- Fig. 15** Results of FE analysis for Case C4
- Fig. 16** Deformation of cabinets with duct

- Fig. 17** Measured values with cabinet width
- Fig. 18** Schematic diagram of pressure measurement
- Fig. 19** Pressure trend on outside plate during foaming
- Fig. 20** Modified ducts for test
- Fig. 21** Measured values of cabinet width with modified duct
- Fig. 22** Mesh shape for duct region reinforced with steel plate on outer plate
- Fig. 23** Y-displacements of duct region
- Fig. 24** Mesh shape for duct region reinforced with steel plate between outer plate and duct
- Fig. 25** Y-displacements of duct region
- Fig. 26** Mesh shape for duct region reinforced with rib in duct
- Fig. 27** Y-displacements of duct region
- Fig. 28** Analysis model for duct-passage
- Fig. 29** Mesh shape and y-displacements of present duct-passage on cut A-A and B-B
- Fig. 30** Mesh shape and Y-displacements of modified duct-passage on cut A-A and B-B

제 1장 서론

1.1 연구배경

냉장고는 수용하는 용적에 따라 수십 리터(ℓ)에서 수백 리터에 이르는 가정용 냉장고에서 수십 $k\ell$ 인 업무용 냉장고까지 있다. 냉각방식에 따라 전기냉장고·가스냉장고·얼음냉장고·전자냉장고 등이 있는데, 가장 많이 보급되어 있는 것은 전기냉장고이다. 1918년 미국에서 최초로 시판된 '캘비네이터(Kalvinator)'를 시점으로 현재에 이르기까지 가정용 전기냉장고는 끊임없이 점차적 개선을 거듭하고 있다.

초기부터 현재에 이르기까지 냉장고 개발에 있어서의 주된 난점은 효율 향상과 진동·소음의 저감에 관한 것이었다^(1,2). 그러나 최근 구조적 문제들이 중요한 설계인자로 여겨지고 있다.

냉장고의 본체인 캐비닛(cabinet)은 3개의 층으로 구성되어 있다. 음식물과 접하는 안쪽은 ABS(Acrylonitrile Butadiene Styrene) 수지로 두께는 약 1.5mm이고, 대기 중에 노출된 바깥쪽의 외판은 0.5mm 두께의 철판으로 되어있다. 안쪽과 바깥쪽 케이스 사이에 발포(foam)된 폴리우레탄(polyurethane)은 단열재로 사용되며 구조물의 강성을 유지하는 역할을 한다.

냉장고의 캐비닛을 구성하는 폴리우레탄 발포재(PU-Foam)와 ABS, 강판은 각각 열팽창 계수가 다르므로 캐비닛의 열변형을 유발하고, 이로 인하여 선반과 캐비닛 사이에 틈이 발생하거나 외판이 밖으로 튀어 나오는 현상이 발생한다. 캐비닛의 변형에 영향을 미치는 하중은 온도차에 의한

열하중이며, 설계인자는 PU-Foam의 두께, 냉각공기 유로와 외판의 두께 등이다. 현재 열변형을 방지하기 위한 국부적 외판의 보강이나 내부의 보완방법 등이 제시되고 있으나 완전한 해결책이 되지 못하고 있다.

한편 냉장실과 냉동실의 냉기가 교류하는 덕트(duct) 주위의 외판이 변형하여 굴곡을 형성하는 현상이 발생한다. 그러나 변형발생의 원인이 명확하지 않아 방지가 힘든 실정이다. 덕트 주위로 철판을 덧대는 방식으로 변형방지를 하고 있으나 이는 작업효율의 저하와 생산 원가의 상승으로 이어지는 원인이 된다.

따라서 실험에만 의존하는 한계적 방법에 CAE 기법^(3,4)을 이용하여 캐비닛의 열변형 발생에 영향을 미치는 설계인자의 영향을 분석하여 구조 설계 개념을 체계적으로 정립·분석하고 덕트부 외판변형의 발생 원인을 규명하여 문제점을 해결하기 위한 설계 개선이 필요하다.

1.2 연구목적

냉장고의 구조는 크게 단열을 위한 PU-Foam, 내부 수납공간을 이루는 ABS 수지, 외부 형상유지 및 보호를 위한 철판의 세 가지 재질로 구성되어 있다. 내부는 PU계 단열재로 외부와 차단되어 있으며 이로 인한 내외부의 온도차는 열하중으로 작용하고, 냉장고 구조를 이루는 재질들의 각기 다른 열팽창 계수로 인하여 열변형을 발생시키는 요인이 된다. 그러나 열변형 평가에 관한 체계적인 자료가 전무한 실정이므로 제품 생산시 가변하는 라인 상황이나 계절에 따라 변하는 온도에 대응하기 힘들다.

한편 덕트부 외판의 변형을 막기 위한 최근까지의 방법은 실험에 의한

것인데 변형 발생의 원인이 명확하게 규명되지 않은 상태에서 수많은 변수들을 모두 실험에 의존하여 밝혀내고 설계하는 것은 효율성 문제를 떠나서 제품의 출시주기가 짧아진 근래의 가전제품 시장에서 매우 위험한 요소가 될 수 있다.

그러므로 본 논문에서는 CAE 기법을 이용하여 캐비닛의 열변형 특성을 평가하고 설계인자를 확보하여 열변형에 대한 기술적 바탕을 마련하고, 외관변형에 영향을 미치는 설계 인자의 영향도를 분석하여 제품 생산 시 적용할 수 있는 설계 개선안을 제시하는데 목적이 있다.

1.3 연구내용

경우에 따른 수많은 실험을 통한 설계인자 확보는 이론적 검증을 거치기 어렵고 인력과 장비, 시간과 시료의 낭비가 많아 비효율적이다. 따라서 본 논문에서는 이론적 수치해석 방법인 유한요소 해석을 적용하였다. 현상분석 및 유한요소 모델을 구성하여 캐비닛과 덕트부 외관의 구조해석을 통한 변형을 평가하였고 유한요소 해석 결과와 실험값의 비교를 통해 해석결과의 타당성을 검증하였다.

캐비닛의 변형은 주로 냉장고가 설치되는 바닥의 평탄도등의 구조적 변형과 재질의 열팽창계수의 차이에 따른 열적 변형이다. 본 논문에서는 재질의 열전달계수나 물성치 등과 같은 열변형에 관계된 요인들을 유한요소 해석을 통하여 밝혀내고 이를 실제 측정값과 비교하여 타당성을 검증하였다. 이를 바탕으로 열변형을 최소화 하기 위하여 캐비닛의 내외부와 전면부에 국부 보강재를 추가하여 유한요소 해석을 수행하였다.

덕트부의 외판은 발포압력의 차이나 덕트의 탄성변형 등에 의한 이유로 미관상 좋지 않은 굴곡을 형성하며 변형하는 현상이 발생한다. 그러나 그 원인이 명확히 밝혀지지 않아 변형을 방지하기 위한 대책을 찾기 어렵다. 본 논문에서는 기존의 덕트를 바탕으로 한 몇 가지 경우의 실험과 유한요소해석을 통하여 덕트부 외판의 변형에 영향을 미치는 인자들을 도출해내고 변형저감을 위해 덕트형상에 따른 영향을 분석하였다.

이를 바탕으로 캐비넷의 열변형 최소화를 위한 설계기술을 확보하고 열변형 최소화를 위한 부위별 보강방법 및 최적화 방안을 제시하였고 덕트주위의 외판변형에 미치는 인자를 평가하고 변형 최소화를 위한 설계기술을 확보하였으며 실험을 통하여 제시한 설계안을 확인하였다.

제 2장 탄성 유한요소 해석의 이론적 배경

유한요소법은 연속체를 여러 개의 적절한 크기의 유한요소(finite element)로 이산화하여 각 절점의 값들을 변수로 하는 미분방정식을 변분원리(variational principle), 가중잔류법(method of weighted residual), 에너지 균형법(energy balance approach)등을 이용하여 세우고 이 미분방정식을 이용하여 유한요소방정식을 만들어 각 절점에서의 변수 값들을 구하는 방법이다.

재질이 등방성(isotropic)인 선형탄성 재료에 대하여 응력과 변형률의 관계를 후크의 법칙(Hook's law)에 의하여 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha \Delta T \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] + \alpha \Delta T \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha \Delta T \\ \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \\ \gamma_{yz} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{yz} \\ \gamma_{zx} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{zx}\end{aligned}\tag{1}$$

위 식들을 선형대수식으로 표현하면 (2)식과 같이 정리할 수 있으며, 이 행렬식의 역은 다음 (3)식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \alpha \Delta T \\ \alpha \Delta T \\ \alpha \Delta T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x - \alpha \Delta T \\ \epsilon_y - \alpha \Delta T \\ \epsilon_z - \alpha \Delta T \\ \gamma_{zy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

이 식에서 E , ν , α 는 탄성계수, 포아송비, 선팽창계수와 같은 상수이므로 임의 점에서의 변형률을 구하면 그 점에서의 응력도 계산할 수 있음을 알 수 있다.

제 3장 캐비넷의 열변형 평가

3.1 유한요소 모델링

3.1.1 모델링

실제 냉장고의 형상은 Fig. 1과 같으며 Unigraphics NX3⁽⁵⁾로 모델링하였다. 해석을 위하여 Fig. 2와 같은 형태로 형상을 단순화 하였다. 본문에서는 해석프로그램으로 상용코드인 ANSYS 10.0을 사용하였다. Fig. 3은 간략화된 기하형상의 전체 요소 형상이다. 각각 세부요소들은 재질에 따라 강판인 외판, PU-Foam인 단열재, ABS인 내부 케이스로 나누어 모델링 하였다. 구조를 이루는 형태는 특정한 하중지지부가 없이 외부 케이스를 접어서 보강재의 역할을 할 수 있도록 하였으나 유한요소로 모델링하기 난해하고 효율성이 없으므로 물성치 입력(real constant)을 이용하여 간략화 하였으며 이를 Fig. 4에서 보이고 있다. 해석에 적용된 모델의 요소 개수는 4절점 쉘 요소(shell element, SHELL 63)가 6,988개 이고 8절점 솔리드 요소(solid element, SOLID 45)가 11,149개 이다.

쉘 요소는 열전달 해석이 어렵기 때문에 열전달 해석에서는 쉘 요소는 포함하지 않고 솔리드 요소만을 사용하였다. 다만 외판과 내부 케이스는 열전달 해석을 위한 등가 대류열전달계수(equivalent convective heat transfer coefficient)를 사용하여 해석에 적용하였다.

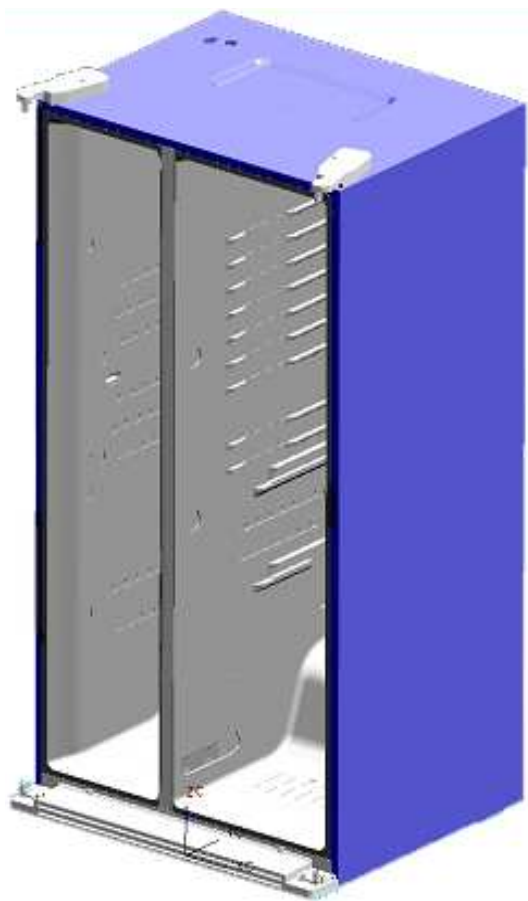


Fig. 1 Solid modeling of a cabinet by Unigraphics

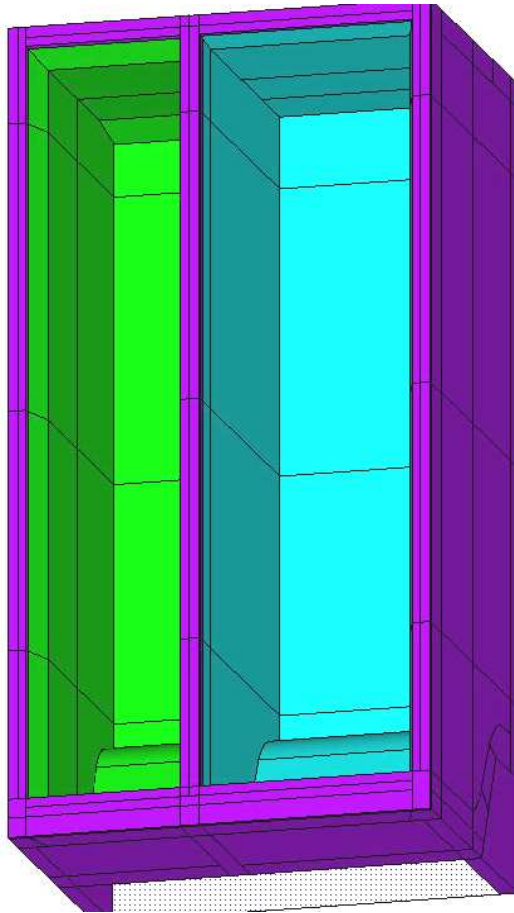


Fig. 2 Geometry for analysis

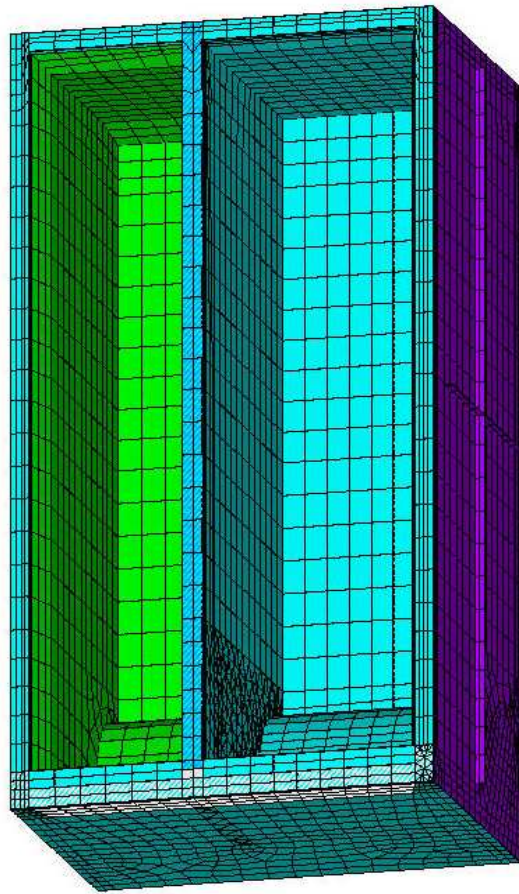


Fig. 3 Mesh shape for a cabinet

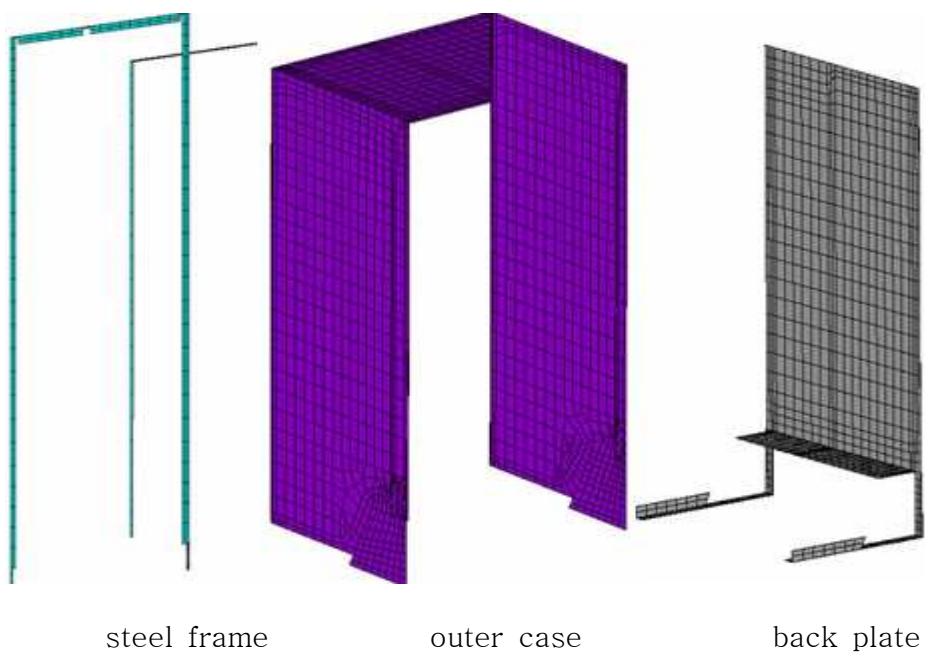
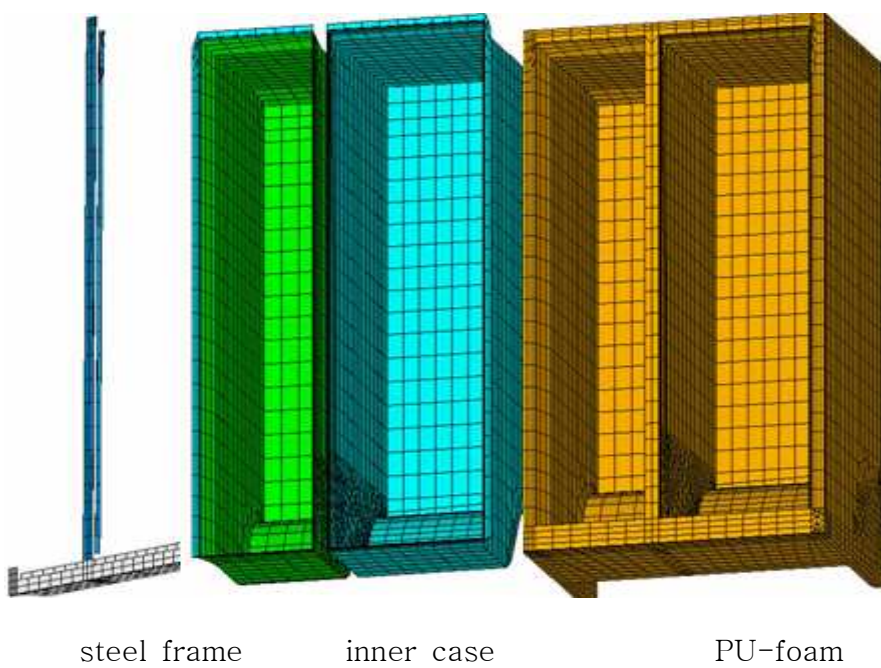
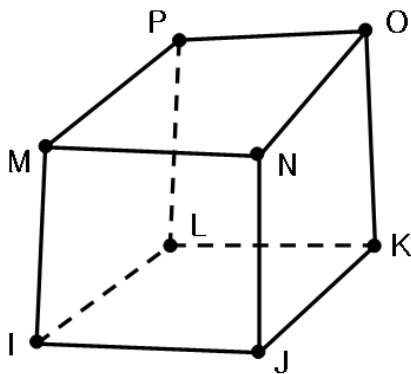


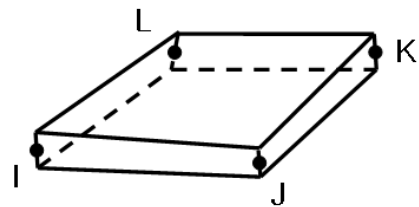
Fig. 4 Mesh shape for each part

3.1.2 해석 조건

사용된 요소는 외판이 4절점 2차 쉘, 내부 케이스가 4절점 2차 쉘이며 PU Foam은 8절점 6면체 솔리드로 형상은 Fig. 5와 같다. 솔리드 요소는 절점이 8개이며 각 절점마다 u_x , u_y , u_z 의 3자유도를 갖는다. 쉘 요소는 4절점으로 이루어져 있으며 요소형상은 두께가 없으나 실제상수의 입력으로 두께를 적용할 수 있고 각 절점마다 u_x , u_y , u_z , r_x , r_y , r_z 의 6자유도를 갖는다.



(a) Solid element(SOLID45)



(b) Shell element(SHELL63)

Fig. 5 Element shape

각 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 기본 해석에 적용될 열전달 조건은 온도조건과 대류열전달 조건으로 각각 Table 2와 Table 3에서 보이

고 있다. 냉장고 구조에서 실체의 외판은 0.5mm 이며 내부 케이스는 1.5mm이다. 그러나 쉘 요소로 모델링을 하였기 때문에 등가열전달 계수 (equivalent convection heat transfer coefficient)를 구하여 적용하여야 한다. 계산된 등가열전달 계수는 Table 4와 같다.

Table 1 Materials properties

Materials	Young's Modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Density (kg/m ³)	Thermal Conductivity (W/K/sec)	Coefficient of Thermal Expansion (1/°C)
Steel	206.8	0.29	7820	45	11.7×10^{-6}
Steel_EGI	131.7	0.31	7820	45	11.7×10^{-6}
ABS_RS656H	2.11	0.38	1085	0.0206	69×10^{-6}
PU Foam	3.63×10^{-3}	1.0×10^{-9}	33.5	0.0205	80×10^{-6}

Table 2 Thermal conditions

Thermal condition	Strong(°C)	Moderate(°C)	Weak(°C)	Environment(°C)
Cold room	-1	3	6	30
Freezer	-22	-18	-16	

Table 3 Convective heat transfer coefficient

Location	Reference condition($\text{W/m}^2/\text{K}$)
Cold room	22
Freezer	8
Outside	3

Table 4 Equivalent convective transfer coefficient $(\text{W/m}^2/\text{K})$

Location	Thermal resistance	Convective heat transfer coefficient
outer plate (outside)	$R_{outer} = \frac{1}{h} + \frac{L}{k} = \frac{1}{3} + \frac{0.0005}{45} = 0.333$	$h_{o,eq.} = 2.99990 \approx 3$
Inner case (cold room)	$R_{inner} = \frac{1}{h} + \frac{L}{k} = \frac{1}{8} + \frac{0.0015}{0.0206} = 0.1978$	$h_{i,eq.} = 5.05510 \approx 5.1$
Inner case (freezer)	$R_{inner} = \frac{1}{h} + \frac{L}{k} = \frac{1}{22} + \frac{0.0015}{0.0206} = 0.1182$	$h_{i,eq.} = 8.45523 \approx 8.5$

h : Convective heat transfer coefficient $[\text{W/m}^2/\text{K}]$

k : Thermal conductivity $[\text{W/m/K}]$

L : Thickness of inner or outer case[m]

R : Thermal resistance

3.2 열전달 계수 및 바닥경계조건의 영향 평가

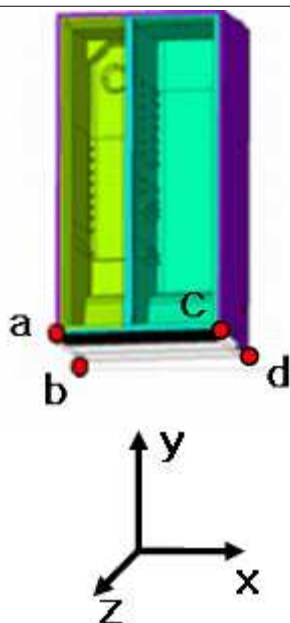
열전달 계수와 바닥경계조건이 변형에 미치는 영향을 평가하기 위하여 Table 5와 같이 세 가지 경우의 조건으로 해석을 수행하였다. Case A1은 Table 3의 참조 조건을 바탕으로 한 등가의 대류열전달 계수가 적용된 경우이며 Case A2는 실제 측정값과 비교하여 계수를 다시 보정한 후 적용·해석한 경우이다. Case A3는 바닥의 평탄도가 구조의 변형에 영향을 미치는가를 평가하기 위한 것으로 하단 지지부의 한 점이 지지되지 않고 있는 경우를 해석한 것이다.

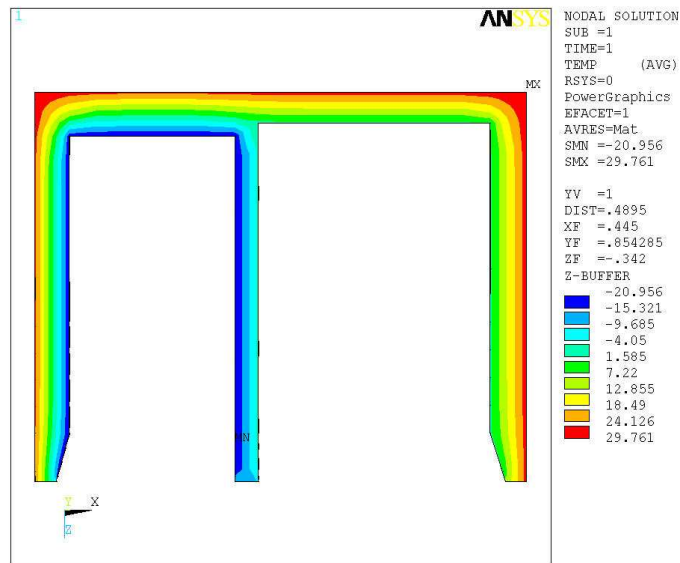
Fig. 6은 Case A1의 결과로 (a)는 중앙부 단면의 온도분포, (b)는 중앙부 단면의 x변위, (c)는 전체 모델의 x변위, (d)는 전체 모델의 y변위를 나타낸다. Fig. 7은 Case A2의 결과이며 Case A1과 마찬가지로 (a), (b), (c), (d)는 각각 중앙부 단면의 온도분포, 중앙부 단면의 x변위, 전체 모델의 x변위, 전체모델의 y 변위를 나타낸다. Fig. 8은 Case A3의 결과로 중앙부 단면 x변위를 나타낸다. 온도분포 결과는 Table 6에서 보이고 있다.

각 Case별 온도분포 양상은 비슷하지만, 등가의 초기 기준값을 사용한 Case A1의 경우에 온도분포는 측정값과 다소 차이가 있으므로 이 후의 해석에서는 측정값과 더욱 유사한 값을 갖도록 열전달계수 값을 보정하였다. 이 경우의 결과는 Case A2에 나타나 있으며 측정값과 편차가 거의 없음을 알 수 있다.

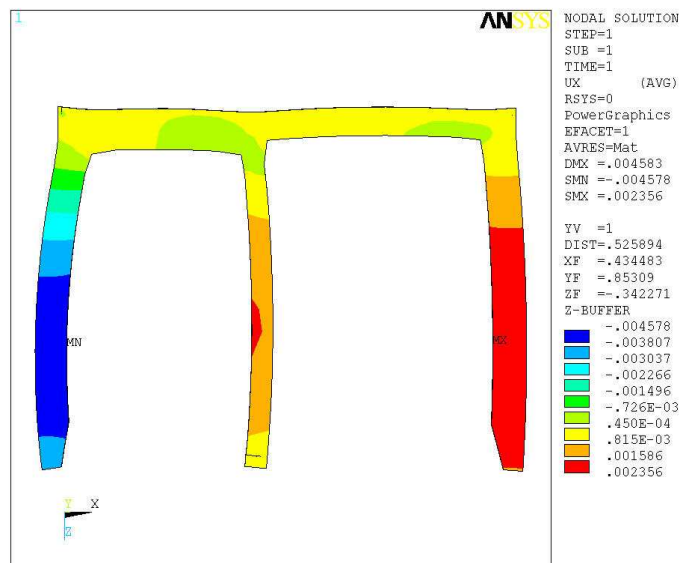
열전달 해석 후의 온도분포 데이터를 하중조건으로 하여 구조해석을 수행하고 Case 별 최대 x변위를 Table 7에 정리하였다.

Table 5 Analysis cases

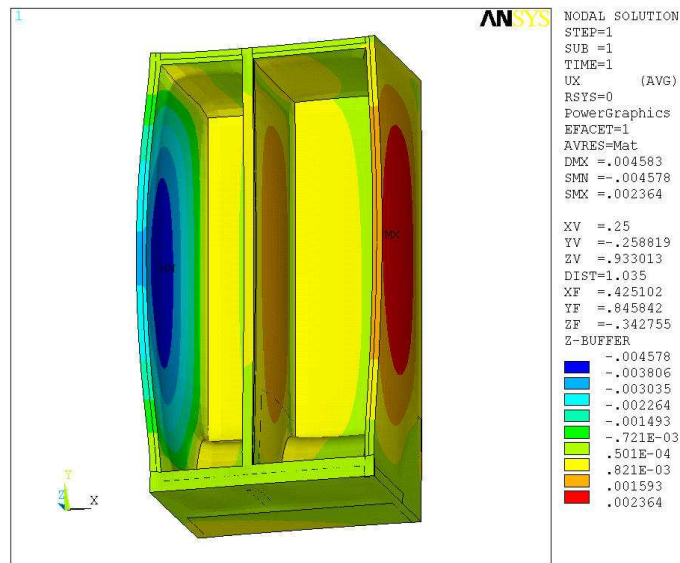
Case	Description	Support boundary condition	Note
A1	Reference condition (equivalent 'h')	a, b, c : y-fixed	
A2	Correction condition	d : all fixed	
A3	Modification of support condition	a : all free b, c : y-fixed d : all fixed	



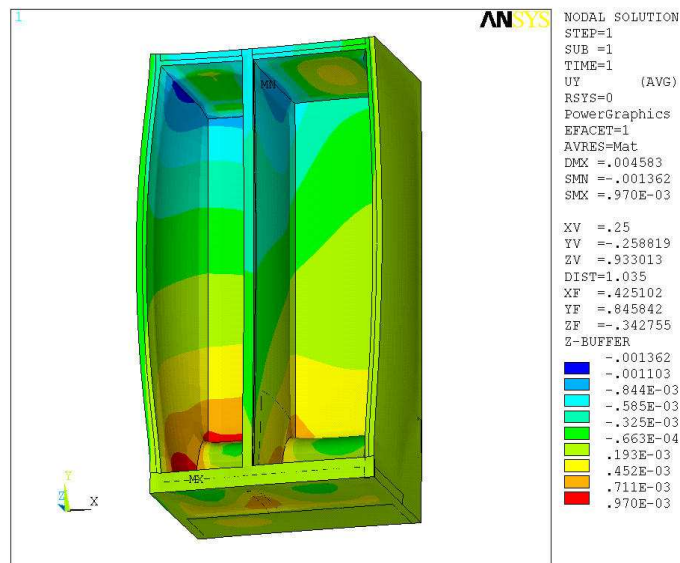
(a) Temperature distributions at middle cross section



(b) X-displacements at middle cross section

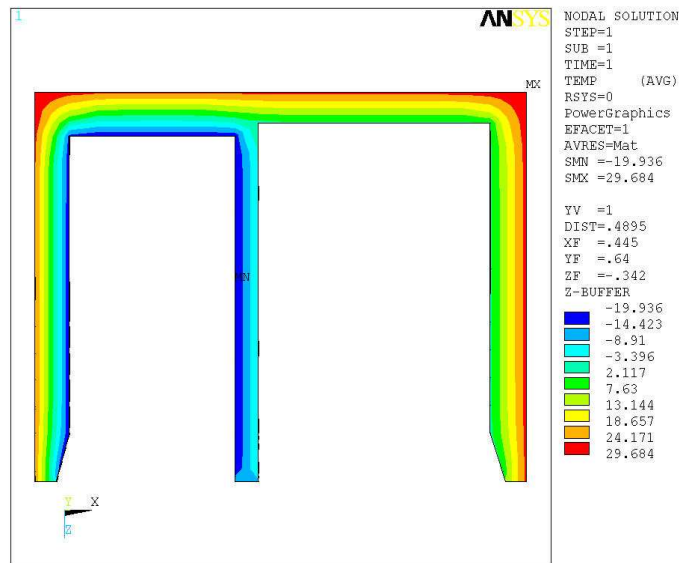


(c) X-displacements



(d) Y-displacements

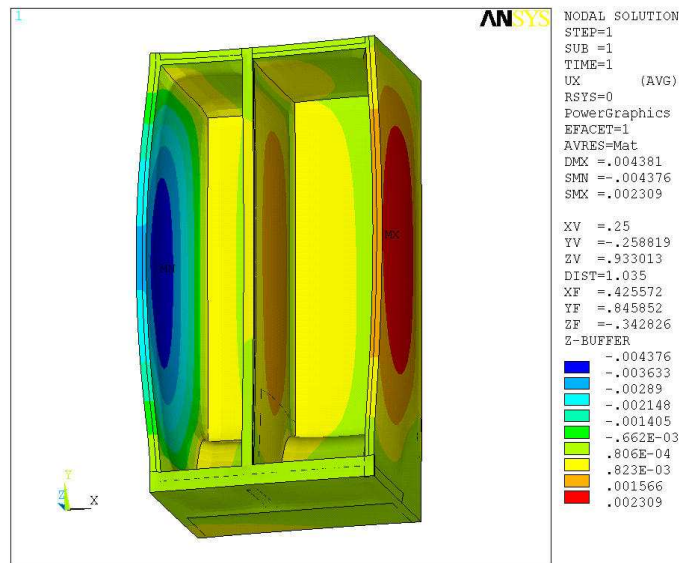
Fig. 6 Results of FE analysis for Case A1



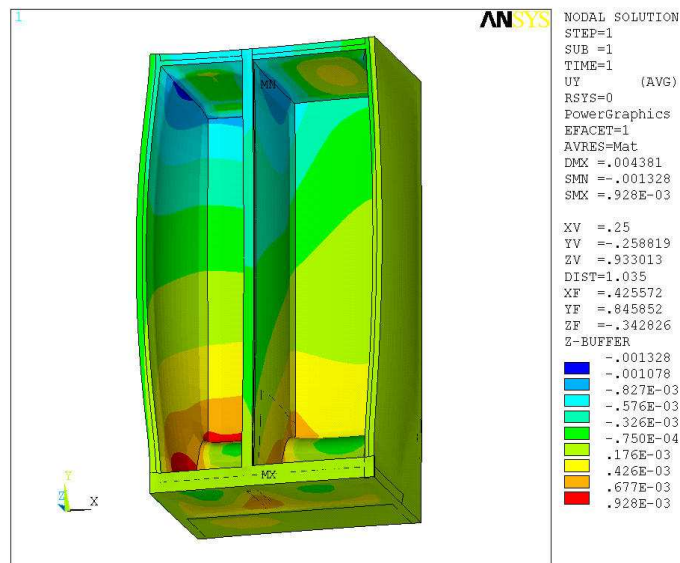
(a) Temperature distributions at middle cross section



(b) X-displacements at middle cross section



(c) X-displacements



(d) Y-displacements

Fig. 7 Results of FE analysis for Case A2

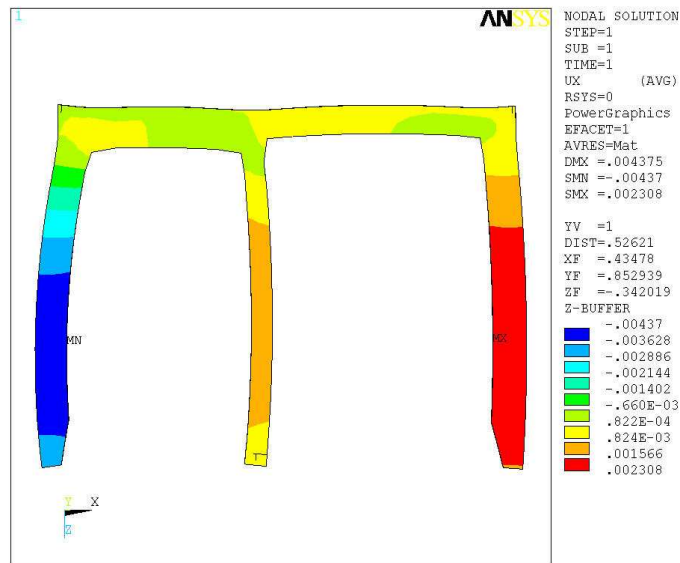


Fig. 8 Result of FE analysis for Case A3

Table 6 Results of temperature distributions

Location Case	ABS on side cabinet of freezing room	Outer plate on side cabinet of freezing room	Note
Experiment	-20.7 °C	28.7 °C	-
A1	-20.2 °C	25.0 °C	Equivalent 'h'
A2	-19.4 °C	26.9 °C	Corrected 'h'

Table 7 Displacements in x-direction for each case

Displacement	A1	A2	A3
x(-), mm	4.58	4.38	4.69
x(+), mm	2.36	2.30	2.41
Note	Equivalent 'h'	Corrected 'h'	Unconstrained at node 'a'

변형 형상은 전반적으로 냉동실 바깥쪽으로 배가 불리지며 캐비닛의 가운데 부위에서 x방향 최대변위가 발생하는 것으로 나타났으며 각 Case 별 x변위의 절대값은 비슷하였고, 바닥 경계조건에 의한 영향은 매우 작았다.

캐비닛의 열변형이 양쪽 문(door)의 어긋남에도 영향을 미치는지를 알아보기 위하여 검토하였다. Fig. 9에서 보이는 바와 같이 열변형에 의한 P_1 과 P_2 , P_3 와 P_4 의 변위차로 인해 양쪽 문은 회전하게 되고 이로 발생한 각변위는 양쪽 문의 변위 δ_F 와 δ_R 를 발생시키며 이는 식(4), (5)와 같이 계산되어 진다.

$$\delta_F = w_F \tan \theta_F \quad , \quad \delta_R = w_R \tan \theta_R \quad (4)$$

한편, door의 강체회전 각도는

$$\theta_F = \tan^{-1}\left(\frac{\Delta u_{XF}}{b}\right) \quad , \quad \theta_R = \tan^{-1}\left(\frac{\Delta u_{XR}}{b}\right) \quad (5)$$

이다. 여기서 w_F , w_R 은 좌·우 문의 폭, b 는 문의 높이, θ_F 와 θ_R 은 캐비넷 변형에 의한 상하 힌지(hinge) 체결점의 회전 각도이다. 계산된 δ_F 와 δ_R 의 절대값을 합하면 좌우 문의 어긋남 δ 를 평가할 수 있고 이를 Table 8에서 보이고 있다.

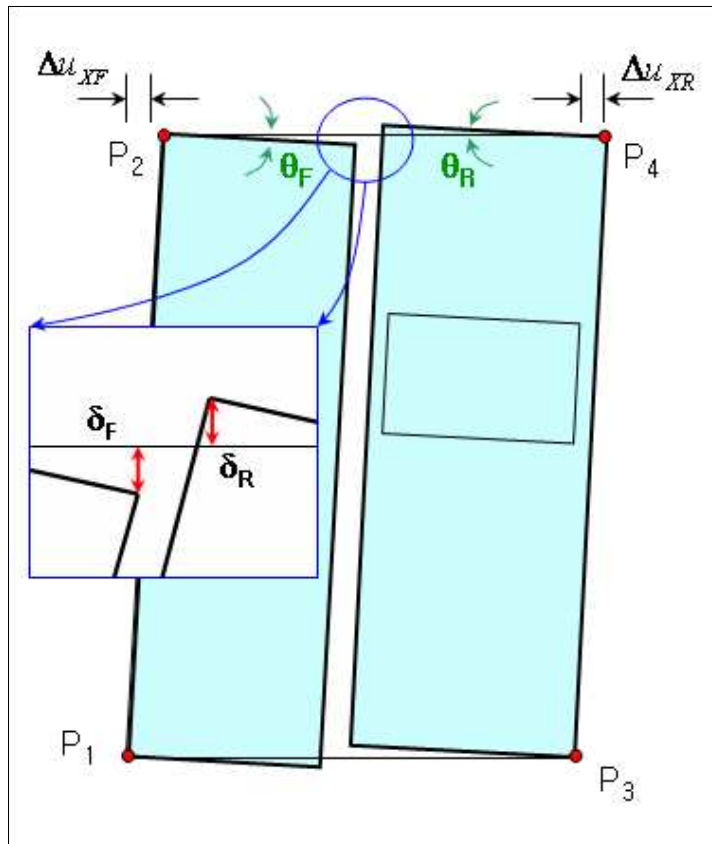


Fig. 9 Height difference of doors

Table 8 Height difference of doors

Displacement \ Case	A1
δ_F	0.00049 mm
δ_R	0.00017 mm
δ	0.00066 mm

이를 통해 열변형으로 인하여 캐비닛은 전반적으로 측벽이 볼록해지는 형상으로 변화하였으나, 문이 조립되는 전면 상하부의 변위는 매우 적어서 이로 인한 문의 어긋남은 발생하지 않는다고 할 수 있다.

3.3 물성치의 영향평가

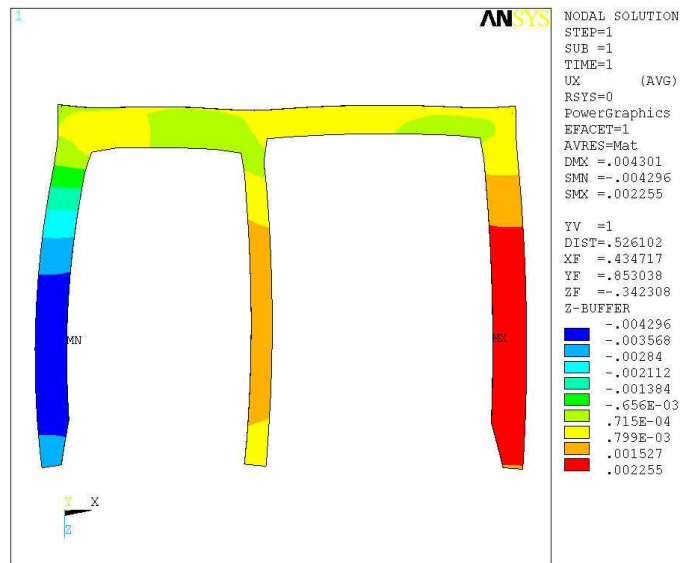
열변형은 구조형상과 경계조건의 처리에 따라서도 발생양상이 달라지지만, 근본적으로는 열물성에 기인한 것이다. 때문에 물성치에 의한 열변형의 양상을 이 장에서 검토하였다.

온도조건과 대류열전달계수, 구속조건 등은 Case A2와 동일하게 적용하였으며 열전도계수 값과 열팽창계수 값에 따라 네 가지 경우로 Table 9와 같이 해석하였다.

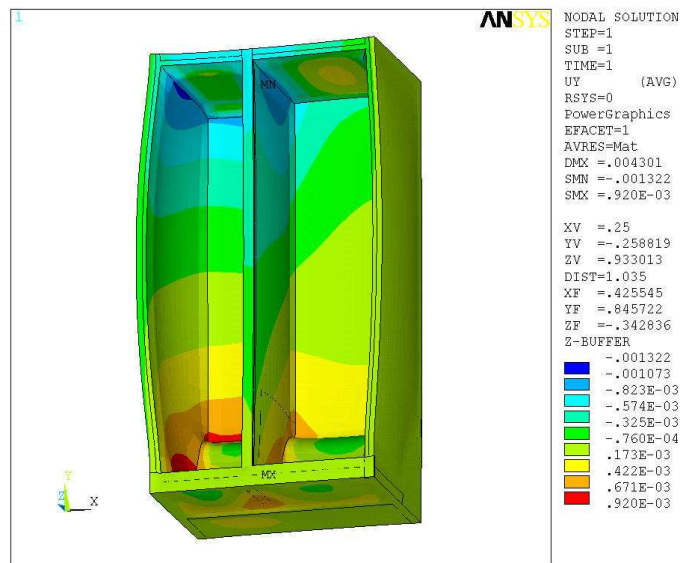
Fig. 10은 PU Foam의 열전달 계수를 20% 증가시켜 적용한 해석 결과이며 Fig. 11 ~ 13는 차례로 Case B2~Case B4의 해석 결과이다. 케이스별 최대 x 방향 변위를 Table 10에 정리하였다.

Table 9 Analysis cases

Case	Description	Note
B1	Increase of 'k' of PU Foam	$k=20.56 \times 10^{-3} \rightarrow k=24.67 \times 10^{-3}$ [W/m/K]
B2	Decrease of ' α ' of PU Foam	$\alpha=85 \times 10^{-6} \rightarrow \alpha=60 \times 10^{-6}$ [1 /°C]
B3	Increase of ' α ' of ABS (applied to whole part)	$\alpha=69 \times 10^{-6} \rightarrow \alpha=92.5 \times 10^{-6}$ [1 /°C]
B4	Decrease of ' α ' of ABS (applied to outer plate side of freezing room)	$\alpha=69 \times 10^{-6} \rightarrow \alpha=35 \times 10^{-6}$ [1 /°C]

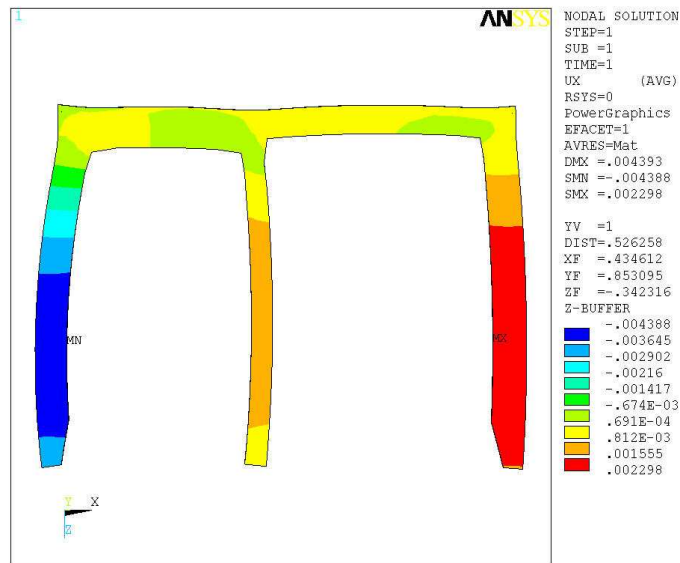


(a) X-displacements at middle cross section

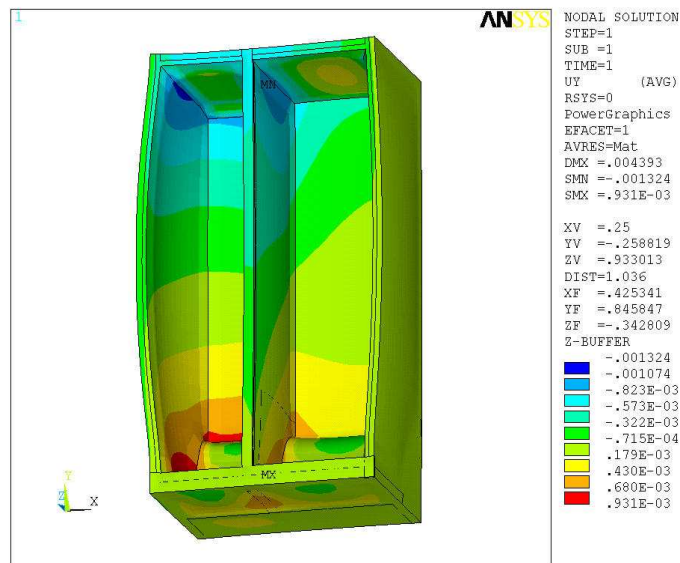


(b) Y-displacements

Fig. 10 Results of FE analysis for Case B1



(a) X-displacements at middle cross section

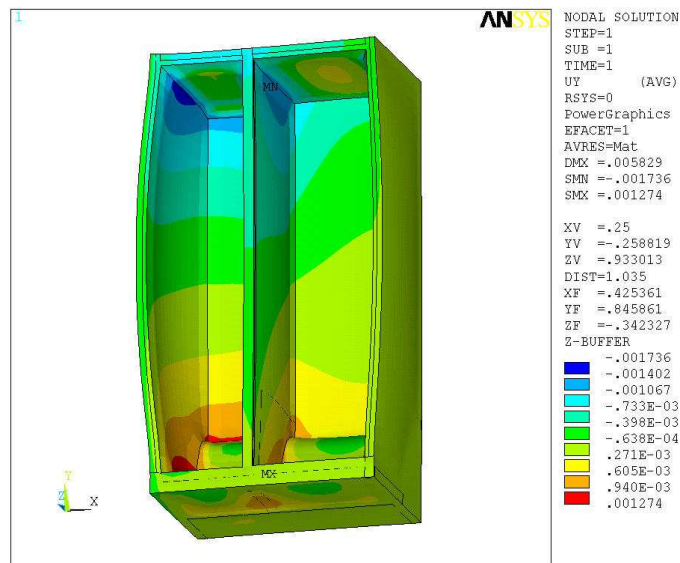


(b) Y-displacements

Fig. 11 Results of FE analysis for Case B2

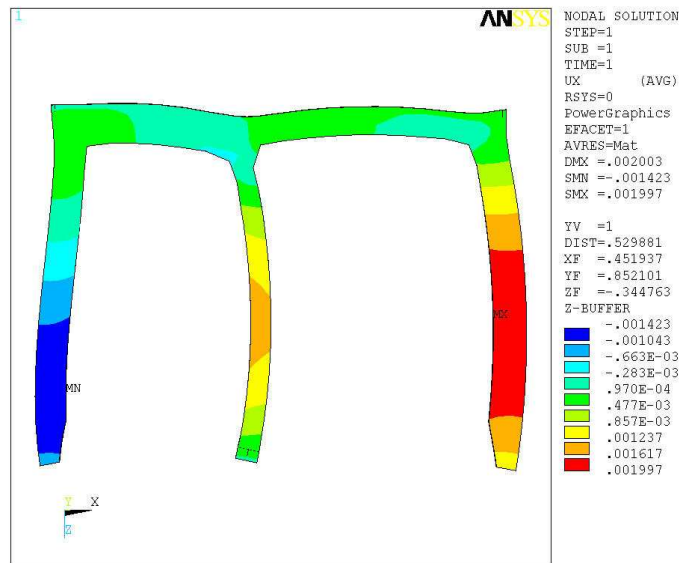


(a) X-displacements at middle cross section

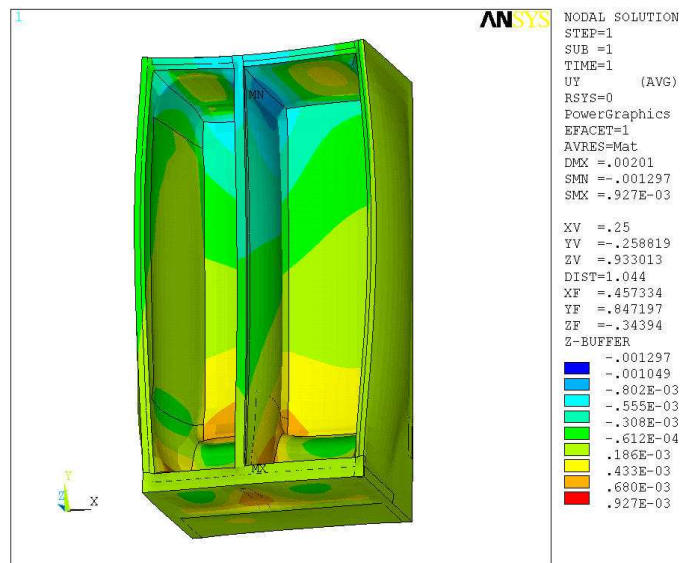


(b) Y-displacements

Fig. 12 Results of FE analysis for Case B3



(a) X-displacements at middle cross section



(b) Y-displacements

Fig. 13 Results of FE analysis for Case B4

Table 10 Displacements in x-direction for each case (unit : mm)

Case	B1	B2	B3	B4
Direction of (-)x	4.30	4.39	2.83	1.42
Direction of (+)x	2.26	2.30	3.01	2.00

이는 PU Foam의 열전도도와 선팽창계수는 열변형에 미치는 영향이 적은 것을 말해 주고 있다. 열변형은 ABS의 열팽창계수 값 변화에 따라 크게 작용한다는 것을 알 수 있으며 열변형을 고려한 주요 설계 인자로 내부 케이스의 선팽창 계수와 두께를 생각할 수 있다. 그러나 현재의 내부 케이스를 대체할 수 있는 열팽창 계수가 작은 재질중 성형성과 열전달 특성 등을 만족할 소재를 선정하여 양산품에 적용하는 것은 다소 무리가 따르는 것으로 사료된다. 또한, 내부 케이스의 제작이 블로우잉(blowing) 공정에 의한 것이므로 두께를 임의로 수정하기 위한 공정설계를 새로이 하는 것도 문제시 될 수 있는 요소이다.

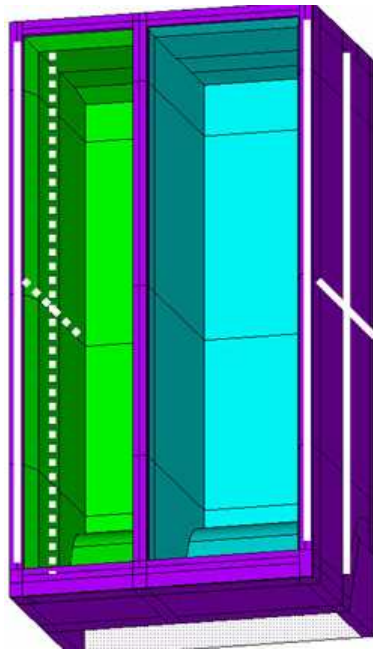
3.4 열변형 최소화를 위한 보강재 효과

이 장에서는 열변형 저감을 위한 대책으로 국부 보강재를 이용한 해석을 행하였다. 캐비닛의 내외부에 앵글형 보강재와 내부 케이스 코너부에 판형을 추가하여 선행해석 하였고, 판형 보강효과는 실제품에 적용하여 실측 후 비교하였다. 'ㄱ'형(angle type) 보강재의 치수 및 보강위치는

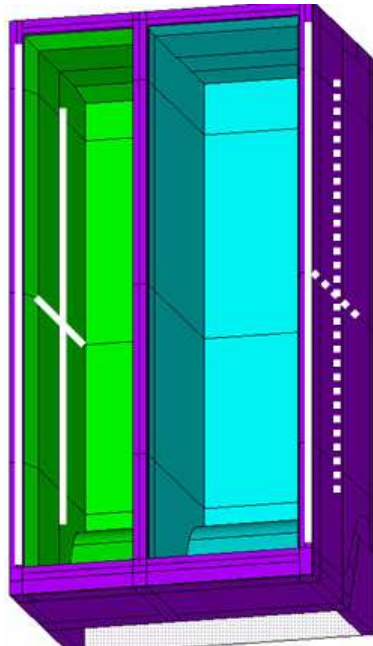
Table 11과 같고 보강형태는 Fig. 14와 같다. Fig. 15는 Case C4에 대한 해석결과이며 전체 해석결과를 Table 12에 정리 하였다.

Table 11 Analysis cases for reinforcement

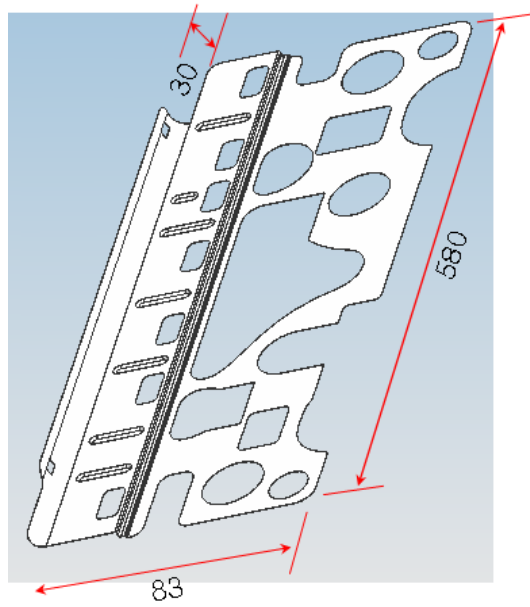
Case	Stiffener type	Thickness (mm)	Location	Note
C1	Horizontal and vertical angle	2	Inside of outer	With Case A2
C2	Horizontal angle	2	plate	
C3	Horizontal angle	2	Inside of ABS	
C4	Vertical angle	2		
C5	Vertical angle	3		
C6	Horizontal and vertical angle	2		
C7	Vertical angle	2	Inside of cabinet front part	
C8	Vertical angle	3		
C9	Horizontal and vertical angle	3	Inside of ABS	
C10	Vertical angle	3	Inside of cabinet front part	
C11	Vertical angle plate	0.5	Rear part of ABS	
C12	Vertical angle	2	Inside of cabinet front part	Thermal condition : freezing room -18℃ cold room 3℃ atmosphere 3℃



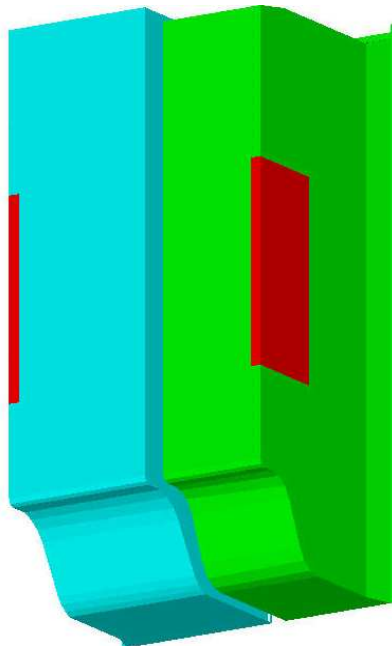
(a) Stiffeners on the outer plate



(b) Stiffeners on the inner case

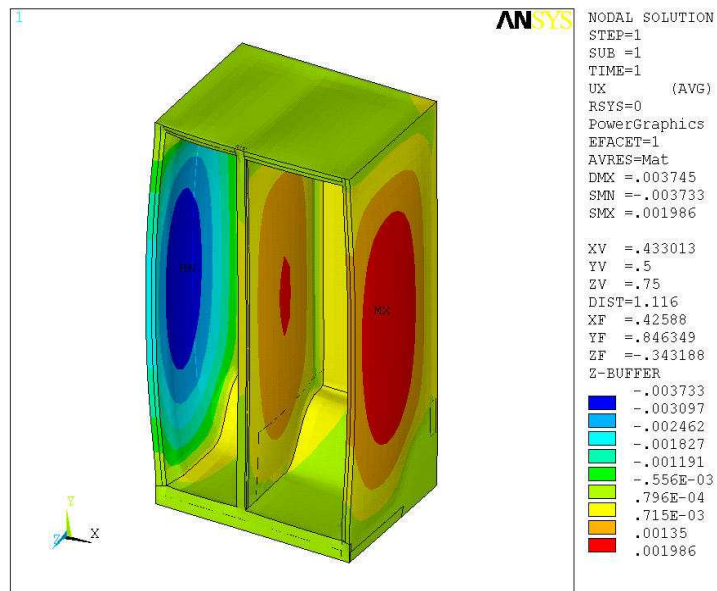


(c) Stiffener shape of plate type

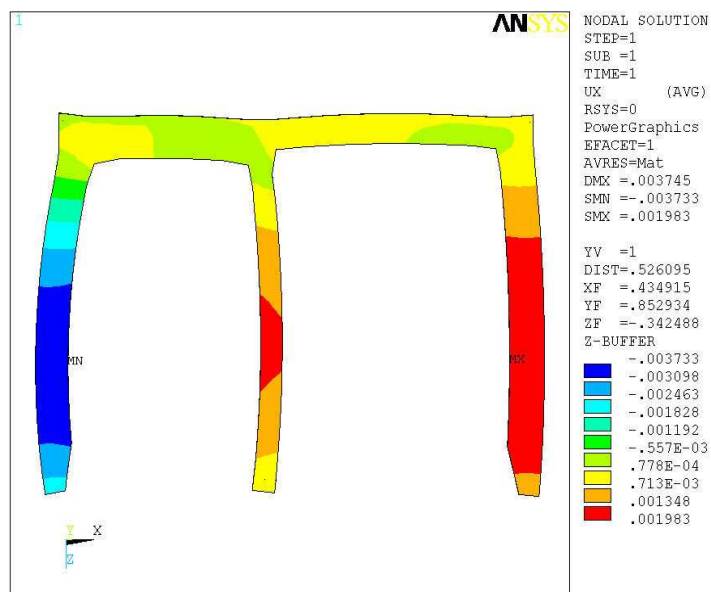


(d) Plate type stiffeners on rear part of inner case

Fig. 14 Stiffener location



(a) X-displacements



(b) X-displacements at middle cross section

Fig. 15 Results of FE analysis for Case C4

Table 12 Displacements of side wall

Case	A2	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12
X-displacement (left),mm	4.38	4.40	4.39	4.09	3.73	3.68	3.34	3.86	3.80	3.41	3.33	4.75	3.51
X-displacement (right),mm	2.30	2.24	2.25	2.12	1.99	1.96	1.73	2.04	2.01	1.82	1.78	2.43	1.68

외판에 추가한 보강재의 효과를 보기 위한 Case C1,2는 보강재가 없는 경우와 비교하여 영향이 없는 것으로 나타났다. 내부 케이스에 추가한 보강재의 효과에서 가로방향 보강재는 큰 보강효과가 없었으며 세로방향 보강재의 영향이 컸다. 전면부에 보강한 효과는 보강이 없을 때와 비교하여 열변형을 약 12% 감소시켰으며, 보강재의 두께를 증가하거나 보강위치를 추가하여 해석한 Case C7~10의 결과로부터 상대적으로 보강재 강성 증가의 효과가 적은 것을 알 수 있다. 후면 판형보강재는 보강효과가 없는 것으로 확인되었다.

제 4장 덕트부의 변형 평가

덕트가 있는 캐비닛의 경우 PU Foam을 발포한 후 탈형하면 덕트부 외관에 굴곡이 생기는 현상이 발생한다. 외관 변형을 유발하는 인자로 덕트 주위의 폼 발포압력과 탈형 후 덕트의 탄성회복, 후 발포, 열변형, 탈형시간 등을 들 수 있다. 덕트 주위의 폼 발포압력이 상대적으로 크거나, 발포시 발포압에 의해 변형되었던 덕트가 탈형 후 탄성회복을 일으킬 경우 외관에 굴곡이 생길 수 있다.

이번 장에서는 이러한 원인들을 실험과 유한요소 해석을 통하여 분석하고 설계인자를 찾아 굴곡을 완화시킬 수 있는 대책을 제시하였다.

4.1 변형의 원인분석

덕트부의 변형을 일으키는 원인을 분석하기 위해 몇 가지 경우의 실험을 행하였다. 먼저 덕트의 탄성회복이 변형에 미치는 영향을 평가하기 위하여 기존의 덕트형상과 두께 및 강성이 수정된 네 가지의 덕트를 이용하여 Fig. 16와 같이 발포실험을 하였다. 탈형시간은 5분이며, 덕트 형상은 Table 13 과 같다.

발포실험 후 11개 지점에서 높이를 측정하였고 그 결과를 Fig. 17에서 보이고 있다. 최초 두께는 50mm이며 중앙부가 절단된 C형상에서 최고 3mm 정도의 변형이 발생하였으며 이는 기존 사용되고 있는 덕트인 D형상보다 1mm 이상이 더 부풀어 오른 것이다. 덕트 내부에 석고를 채워 강성을 증가시킨 E형상의 결과가 다른 시료와 비교하여 현저하게 낮은

변형을 보이는 것으로 보아 덕트부 외관변형에 덕트 자체의 변형이 크게 영향을 끼치는 것을 알 수 있다.



Fig. 16 Deformation of cabinets with duct

Table 13 Duct shapes for testing

Case	Description	Cross section
A	Thickness of 1.5mm	
B	Thickness of 1.5mm and cut in middle	
C	Cut in middle	
D	Reference duct with thickness of 2.5mm	
E	Fill up inside with plaster	

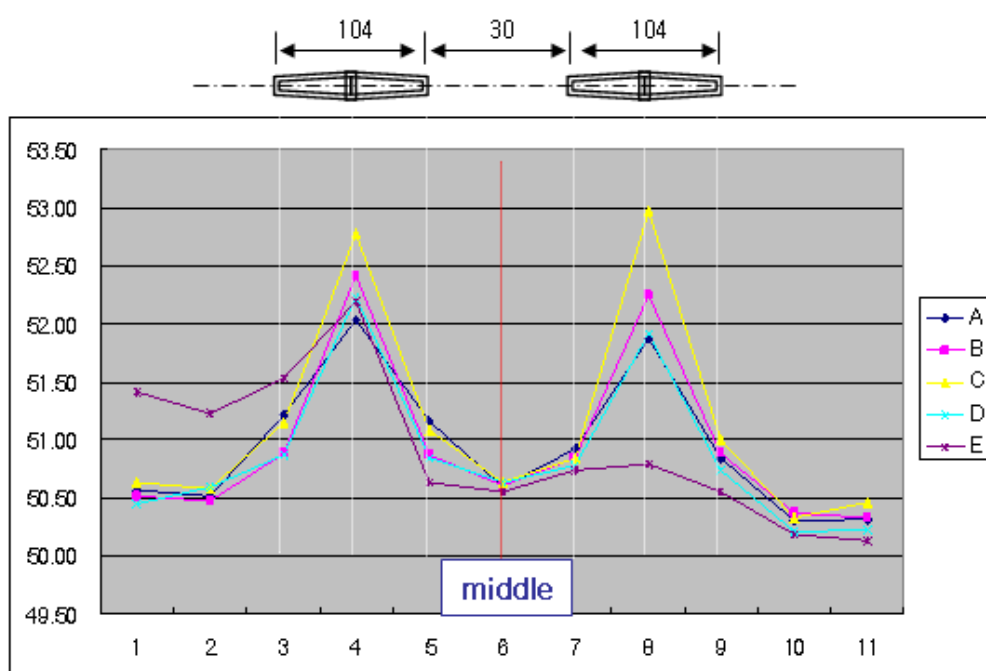


Fig. 17 Measured values with cabinet width

발포압에 의한 외관변형의 영향을 평가하기 위하여 발포과정동안의 압력을 덕트가 있는 곳과 없는 곳에서 각각 측정하였다. Fig. 18은 시료와 압력측정 방법이다. Fig. 19에서 시간에 따른 압력의 변화를 보여주고 있으며 Table 14 에서 덕트의 유무에 따른 차이를 정리하였다. 발포가 진행되는 과정동안의 압력변화는 덕트 유무에 크게 관계없이 전반적으로 비슷한 양상을 보이고 있으나 덕트가 있는 부분은 40초 이후 덕트가 없는 부분보다 발포압이 높게 측정되었다. 이는 덕트 주위의 압력이 크기 때문에 탈형 후 반발력이 되고 굴곡을 생성하는 요인으로 작용한다.

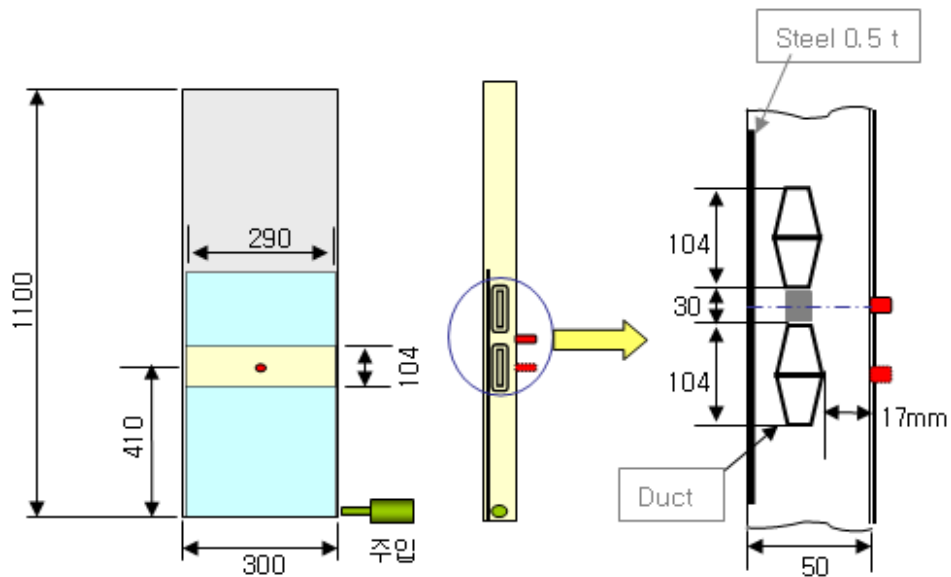


Fig. 18 Schematic diagram of pressure measurement

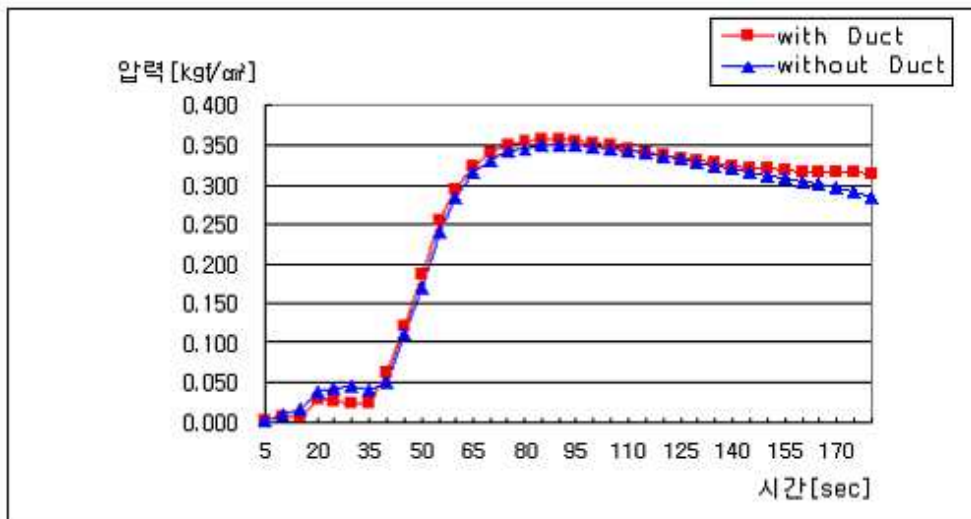


Fig. 19 Pressure trend on outside plate during foaming

Table 14 Comparison of forming pressure

	Maximum (bar)	After 180sec (bar)	Difference (bar)
With Duct	0.356 (at 85sec)	0.314	0.042
Without Duct	0.350 (at 90sec)	0.285	0.065

4.2 변형저감을 위한 설계

3.2.1절에서 덕트의 탄성변형과 발포압이 외판의 변형에 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 그러나 현재의 설계방식으로 근본적인 변형의 발생을 없앨 수는 없음을 알게 되었다. 따라서 가능한 설계인자 중에서 변형에 미치는 영향이 크며 설계변경이 가능한 방법을 채택하여 실험과 유한요소 해석을 통해 적절한 설계안을 제시하고자 한다.

먼저 덕트 형상과 두 덕트 사이의 채움 영향을 알아보기 위하여 Fig. 20에 보이는 것과 같이 다섯 가지의 형상을 제작하여 발포실험을 행하였다. Fig. 21에서 결과를 보이고 있다. 한 개의 곡면을 생성하는 경우는 덕트 사이를 채웠을 때와 덕트가 일체형일 때이다. 모래시계 형태의 덕트와 가운데가 비어있는 경우는 변형저감에 효과가 없음을 알 수 있다.



Fig. 20 Modified ducts for test

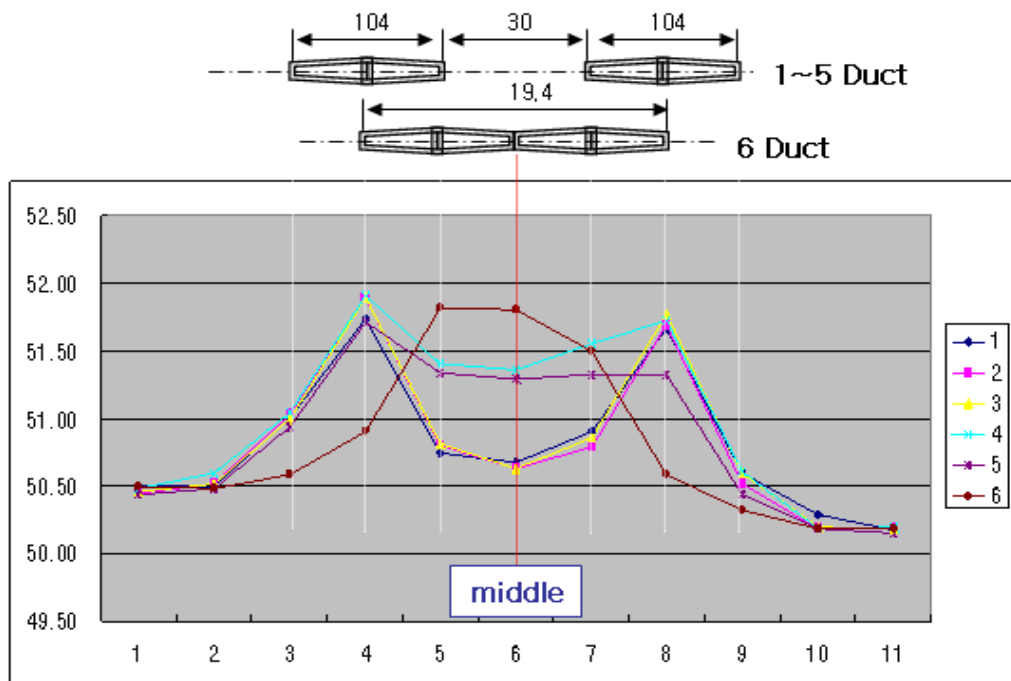


Fig. 21 Measured values of cabinet width with modified duct

발포압력의 차이에 따라 변형이 발생하기 때문에 변형방지를 위한 여러 방법을 Table 15에서 제시하고 해석을 통해 예측하였다.

Case D1과 같이 덕트부의 외판에 직접적인 보강법이 효과가 있는지를 평가하기 위해 현재 0.5mm 두께인 외판측에 두께 1mm인 스틸 재질의 보강판을 추가하여 Fig. 22와 같이 유한요소해석을 하였고 결과는 Fig. 23과 같다. 보강판이 없는 경우 최대 변위가 0.39mm이고 보강판을 추가하여 해석한 결과 최대변위는 0.38mm로 직접적인 보강은 효과가 없다는 것을 알 수 있다.

현재 생산라인에서 변형을 줄이기 위해 사용하는 방법인 case D2처럼 Foam 내부에 추가된 보강판의 영향을 보기 위해 Fig. 24와 같이 모델링하여 해석하였고 Fig. 25에 그 결과를 보이고 있다. 최대변위는 0.21mm로 변형을 약 50% 저감하는 효과가 있다.

덕트의 탄성회복에 의한 영향은 내부에 석고를 채우는 방식으로 앞절에서 확인하였으나 유로확보문제를 해결하는 실제적 방법으로 case D3와 같이 현재의 duct 내부에 리브를 추가하여 유로 단면적의 손실을 줄이고 강성을 증대시키는 방안에 대한 해석을 Fig. 26와 같이 수행하였고 Fig. 27에서 그 결과를 보이고 있다. 최대변위는 50% 이상 감소하였으며 이는 비용면에서 내부에 1mm두께의 스틸 재질 보강재를 추가하는 것보다 효율적이며 작업능률면에서도 효과적인 방법이라 할 수 있다.

덕트 유로형상에 따라 변형량의 차이가 있는지를 확인하기 위해 Fig. 28과 같이 현재의 유로형상 및 변형된 유로형상을 3-D 모델링하여 해석을 수행하였고 그 결과를 Fig. 29과 Fig. 30에 보이고 있다. 그러나 각

단면에서 현재 유로와 변경유로의 외판 변형량은 차이가 없다.

Table 15 Method for reducing deformation

case	Description
D1	Steel plate of 1.0mm thickness on outside plate
D2	Steel plate of 1.0mm thickness between duct and outside plate
D3	Modification of duct-passage

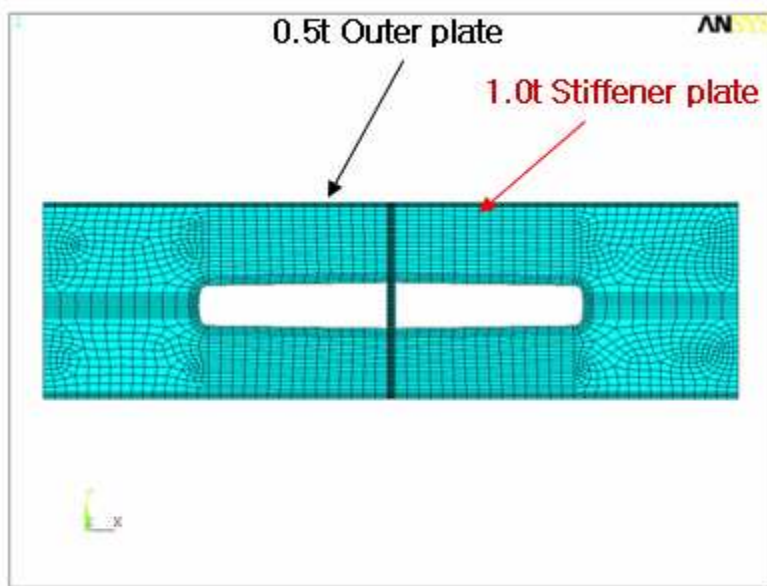


Fig. 22 Mesh shape for duct region reinforced with steel plate on outer plate

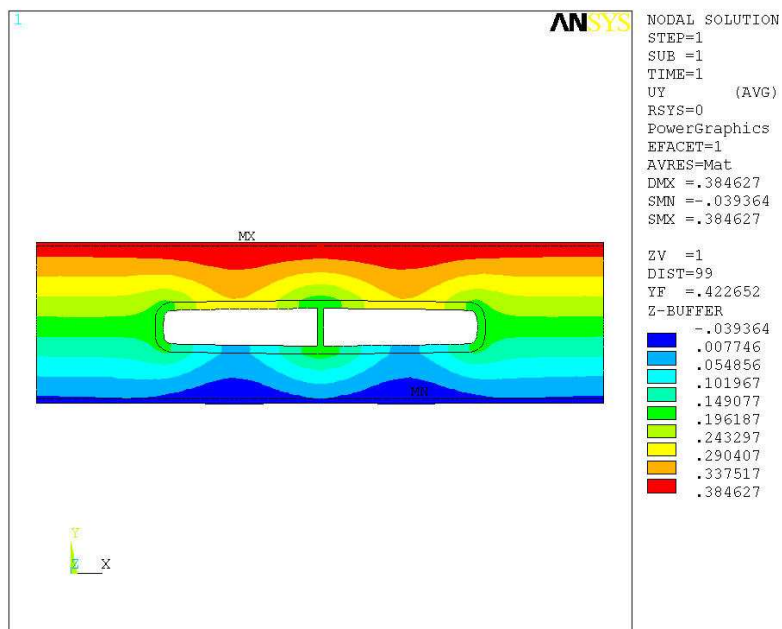


Fig. 23 Y-displacements of duct region

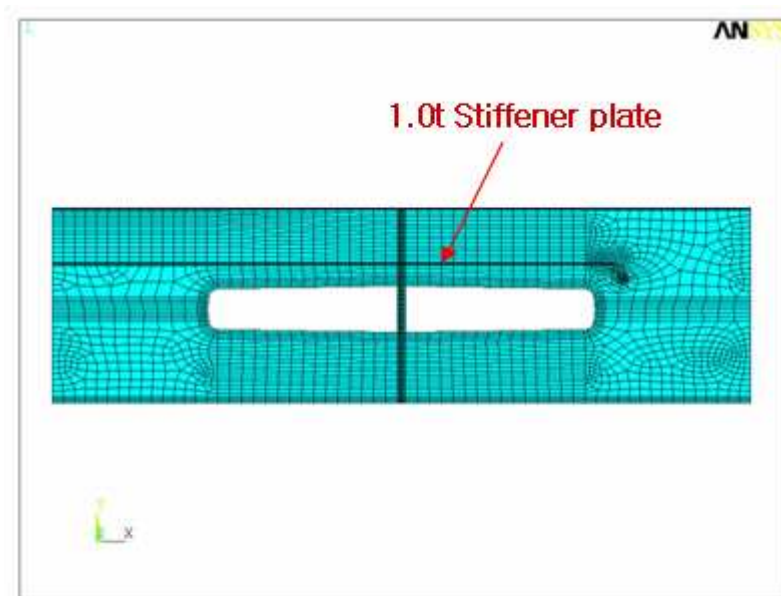


Fig. 24 Mesh shape for duct region reinforced with steel plate between outer plate and duct

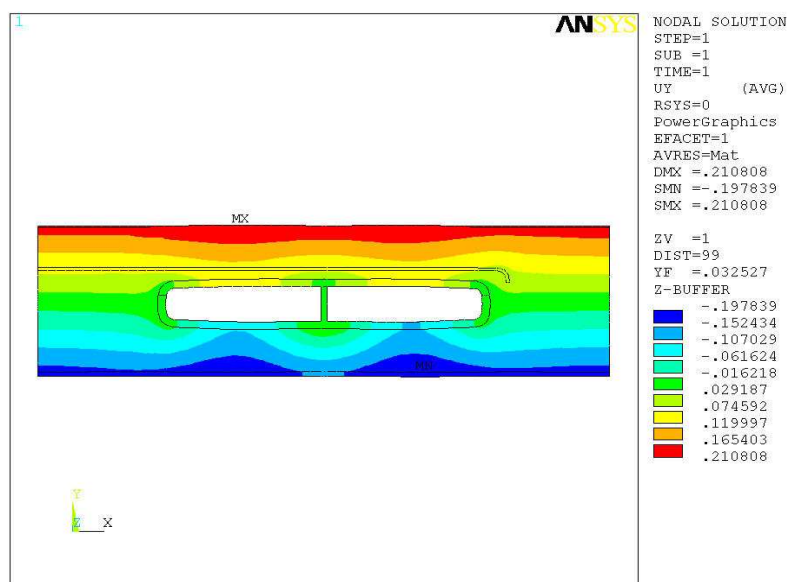


Fig. 25 Y-displacements of duct region

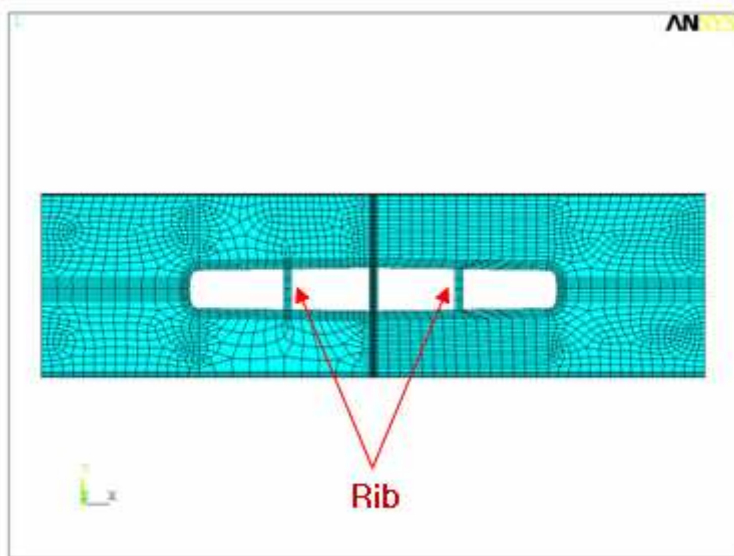


Fig. 26 Mesh shape for duct region reinforced with rib in duct

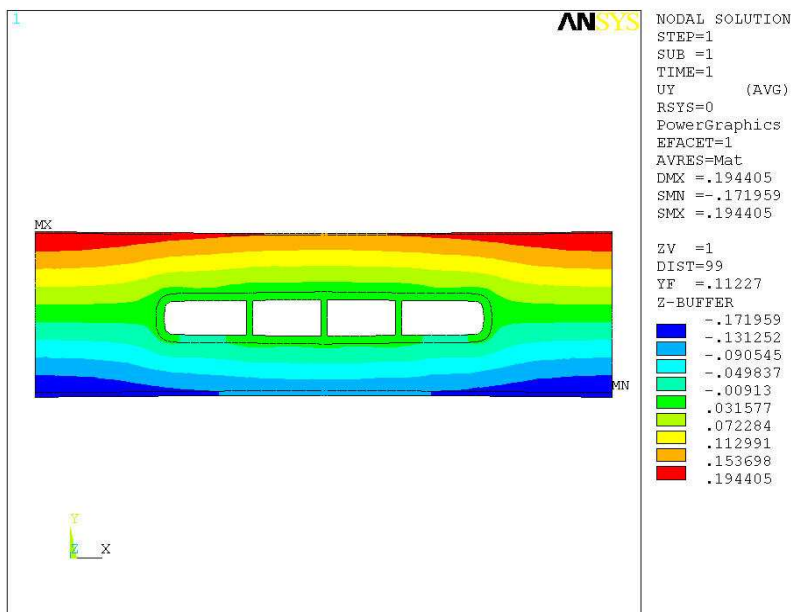
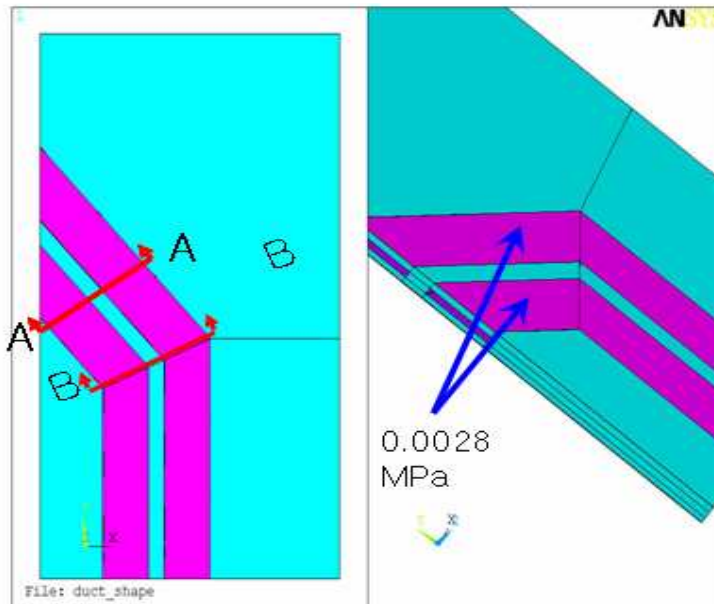
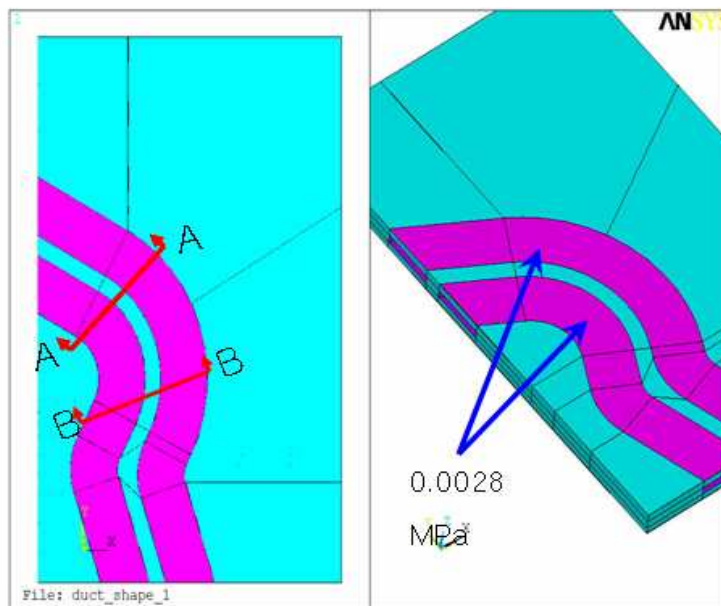


Fig. 27 Y-displacements of duct region

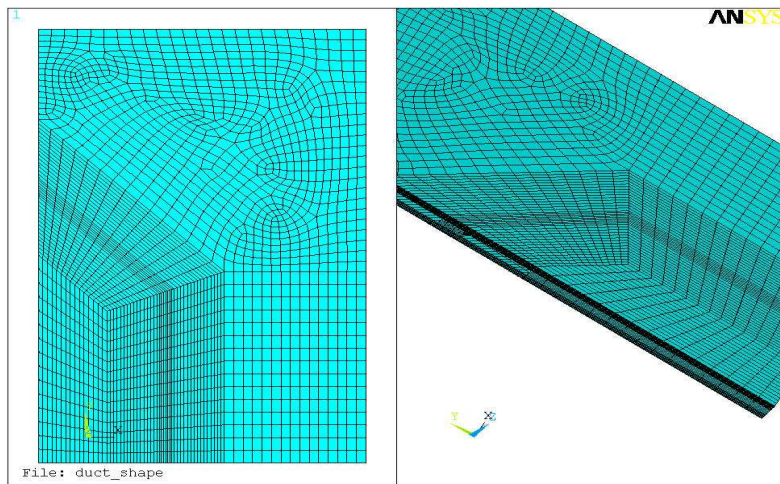


(a) present duct-passage

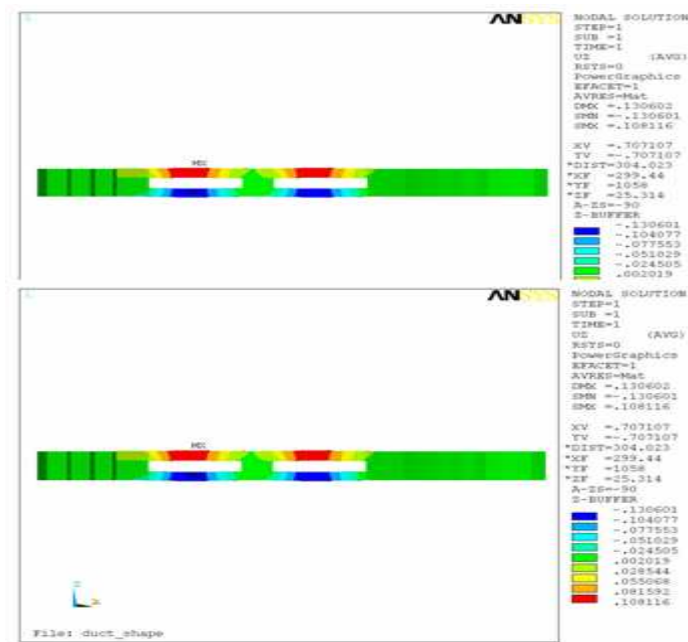


(b) modified duct-passage

Fig. 28 Analysis model for duct-passage



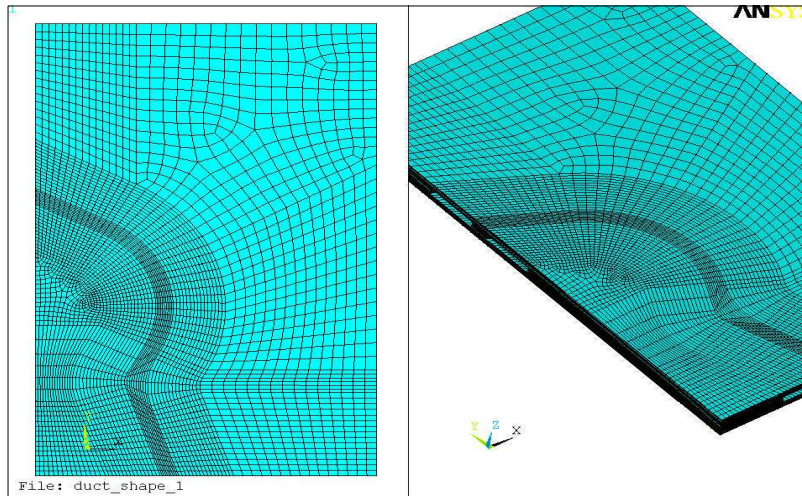
(a) mesh shape



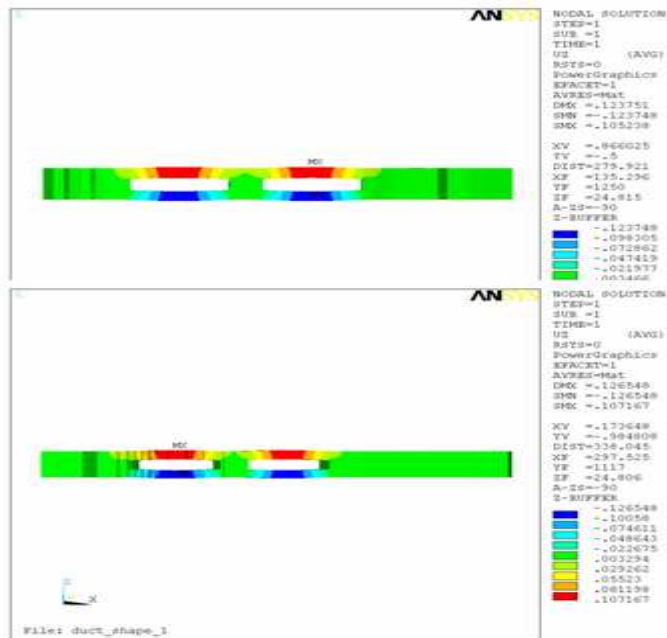
(b) y-displacements

Fig. 29 Mesh shape and y-displacements of present duct-passage

on cut A-A and B-B



(a) mesh shape



(b) y-displacements

Fig. 30 Mesh shape and Y-displacements of modified duct-passage
on cut A-A and B-B

제 5장 결론

유한요소 해석을 통해 냉장고의 열변형을 평가하여 변형에 영향을 미치는 인자를 검토하였다. 열변형 저감을 위한 국부 보강재의 효과를 제안하여 검토하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

캐비닛의 열변형 해석

1. 열변형에 영향을 미치는 주요 인자로는 내부 케이스의 선팽창계수, 두께 등이 있다.
2. PU Foam의 선팽창계수와 열전도도는 열변형에 영향을 미치지 않는 인자들이다.
3. 열변형에 의한 양측 문(door)의 어긋남은 없으며 측면의 배부름 현상만을 발생시켰다.
4. 열변형 최소화를 위해 선팽창계수가 작은 ABS 재질을 사용하고 전면부와 내부 케이스의 세로방향으로 보강재를 추가하여야 한다.

덕트의 열변형 해석

1. 덕트부 외판의 변형에 영향을 미치는 원인은 불균일한 발포압력과 덕트 자체의 탈형 후 탄성변형이다.
2. 철판보강과 덕트 내부에 리브를 추가하여 강성을 높이는 등의 방법으로는 근본적으로 변형발생을 없앨 수 없다.
3. 한 개의 완만한 곡면을 생성하도록 덕트 사이를 채울 수 있도록 하는 설계안이 제안되었다.

참고문헌

- (1) 와인냉장고 소음진동 저감을 위한 설계기술, 김태훈, 서민영, 강명주, 김정운, 김석로, 한국소음진동공학회, 2006.
- (2) 시분할 이단냉각 사이클을 이용한 가정용 냉장고의 에너지효율 개선
박진구 , 박상태 , 임금식, 대한설비공학회, 1996.
- (3) Logandm 유한요소법 첫걸음, Daryl L. Logan(신종계, 이용신, 조성
욱 공역), 시그마프레스, 2004.
- (4) 연속체역학에서 유한요소법까지, 전만수, 이형일, Prentice Hall,
2002.
- (5) 따라하기 쉬운 Unigraphics NX3, 김창만, 삼성복스, 2005.
- (6) 유한요소해석 입문과 선형해석, 태성에스엔이 FEA사업부, (주)태성
에스엔이, 2006.
- (7) ANSYS 사용자를 위한 예제 모음집, 태성에스엔이 FEA사업부, (주)
태성에스엔이, 2006.
- (8) 유한요소법을 이용한 전자레인지의 낙하충격 및 클램핑 해석에 관한
연구, 손병삼, 계명대학교 기계공학과 석사학위논문, 2003.
- (9) Heat Transfer Analysis, 태성에스엔이 FEA사업부, (주)태성
에스엔이, 2006.

A Study on the Minimization of Thermal Deformation for Refrigerator Cabinet using FEM

Gi Yeol Gwak

Department of Mechanical Engineering Graduate School,
Korea Maritime University

Abstract

A cabinet of refrigerator is mainly composed of ABS copolymer, polyurethane foam and steel plate for insulation and support of structure. Temperature difference between inner part and outer part of refrigerator occurs thermal deformation because three materials have different thermal expansion coefficients. Besides the thermal deformation, outer plate is deformed in the circumference of duct which is interchanged between refrigerating room and freezing room as cold air stream and it is very

difficult to prevent deformation because the reasons of deformation are not defined clearly.

Therefore, on this study finite element analysis of theoretical numerical analysis was applied to estimate deformation of cabinet and outer plate of duct region as constructing a finite element model and phenomenal analysis. From this results design techniques were suggested to minimize the thermal deformation of cabinet and it was indicated reinforcement method for each part and optimization scheme to minimize thermal deformation. The factors which affect deformation on outer plate of duct region were evaluated and the new design is also suggested to minimize deformation.

In conclusion, the thermal expansion coefficient of ABS should be reduced to minimize the thermal deformation and vertical supporter should be attached on front part and inner case. The shape of flat duct which has rib at the end part of it can fill the empty space with PU-Foam makes gentle curved surface.